

- (i) При перешлифовке наружного диаметра высота зуба долбяка должна оставаться не менее  $2m$ .
- (ii) Для обойм с разными числами зубьев одного модуля должен использоваться долбяк с одним и тем же диаметром  $d_{a0}$ .
- (iii) Радиус галтели между окружностью впадин и боковым профилем зуба обоймы должен быть не более  $0,1m$ .

С учетом этих ограничений для муфт с числами зубьев в диапазоне  $z=(46...68)$  расчетный коэффициент смещения определяется в пределах  $x=(0,44...0,7)$ . При таких смещениях толщина  $S_{л1}$  опасного сечения зуба втулки увеличивается с  $(1,9...2)m$  до  $(2,1...2,14)m$ .

В ходе пересмотре типоразмерного ряда в необходимых случаях был также увеличен модуль зубьев. Например, в наиболее крупной по нормали ЭЗТМ муфте №19 параметры  $m=12$ ,  $z=80$  были изменены на  $m=14$ ,  $z=68$ , что повысило ее нагрузочную способность с 1000 до 1250кН·м.

#### Выводы:

1. Износостойкость зубчатых муфт повышена путем продольной модификации зубьев втулок, в том числе, близкой к той "естественной модификации", которую зубья приобретают в процессе износа.
2. Для обеспечения равнопрочности втулки и обоймы необходимо уравнять толщины зубьев у их оснований. В серийно выпускаемых муфтах с большими модулями этот эффект достигнут путем тангенциальной коррекции исходного контура при условии изготовления специального инструмента.
3. Для индивидуально изготавливаемых крупногабаритных муфт близкий эффект достигается высотной коррекцией зубьев. В этом случае зубья втулки нарезаются стандартными червячными фрезами, а зубья обоймы – долбяками.
4. Разработан метод перешлифовки стандартного зуборезного долбяка по наружному конусу, который обеспечивает одновременную обработку дна впадины внутреннего зуба и обеих ее боковых поверхностей.
5. Модификация геометрии зубчатых муфт обеспечивает повышение их нагрузочной способности на 25...30%.
6. Дальнейшее повышение нагрузочной способности и ресурса может быть достигнуто термическим упрочнением поверхности зубьев путем индукционной закалки токами высокой частоты до твердости 45...50 HRC или ионного азотирования.

**Список литературы:** 1. Айрапетов Э.Л., Косарев О.И. Зубчатые муфты. – М.: Наука, 1982. – 128с. 2. Айрапетов Э.Л., Мирзаджанов Д.Б. Зубчатые соединительные муфты. – М.: Наука, 1991. – 248с. 3. Уткин Б.С. Исследование нагрузочной способности зубчатых соединений шпинделей прокатных станов. Автореф. дис...канд.техн.наук. – Курган, 1983. – 18с. 4. Айрапетов Э.Л., Уткин Б.С., Лагутин С.А., Робер А.И. Совершенствование зубчатых муфт и шпинделей конструкции ЭЗТМ // Тяжелое машиностроение. – 2000. – №12. – С.10-12. 5. Авторские свидетельства и патенты РФ №1037713 (1981); №1037714 (1981); №1410611 (1986); №1423834 (1986); №1598563 (1990); №1672781 (1991) Зубчатая муфта, Int.Cl.: F16D 3/18; (Айрапетов Э.Л., Уткин Б.С., Лагутин С.А и др.)

Поступила в редколлегию 30.04.12

**В.И. КОРОТКИН**, к.т.н., зав. лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;  
**Ю.Д. ХАРИТОНОВ**, к.т.н., старший научный сотрудник НИИМ и ПМ ЮФУ;  
**О.В. ЯВРУЯН**, к.ф.-м.н., младший научный сотрудник ЮФУ

#### ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА НОВИКОВА СО СНИЖЕННЫМ ОСЕВЫМ УСИЛИЕМ

Рассмотрены новые передачи Новикова со спрямлёнными зубьями, у которых резко снижено (вплоть до нуля) осевой компонент усилий в зацеплении. Получены уравнения рабочих поверхностей зубьев, действующих и контактных линий, линии зацепления. Новые передачи предназначены для использования в узлах, для которых существуют жесткие ограничения в отношении величины и направления осевых усилий, а также осевого габарита конструкции, например, в качестве бортовых редукторов семейства тракторов.

Розглянуто нові передачі Новікова зі спрямленими зубцями, у яких різко знижено (аж до нуля) осеву компоненту зусиль у зацепленні. Отримані рівняння робочих поверхонь зубців, діючих і контактних ліній, лінії зацеплення. Нові передачі призначені для використання у вузлах, для яких існують жорсткі обмеження у відношенні величини і напрямлення осевих зусиль, а також осевого габариту конструкції, наприклад, у якості бортових редукторів сімейства тракторів.

In article considered the new Novikov gearing with straightened teeth, which greatly reduced (down to zero) axial component of gearing. Are obtained equations of working surfaces of the teeth, active contact lines and the lines of action. The new gears designed for use in the nodes for which there are strict limits on the magnitude and direction of axial forces and axial dimension structures, such as hub gear drive of tractor.

Зубчатые передачи Новикова получили широкое применение в промышленности благодаря высоким прочностным характеристикам. Для практического применения синтез этих передач, как известно, построен на кинематическом принципе, при котором общей контактной точке в неподвижном пространстве придают равномерное движение по прямой (линии зацепления), параллельной полюсной линии [1]. Рабочие поверхности зубьев колёс получают винтовыми, чем обеспечивается осевое перекрытие в зацеплении. Неизменным при этом является возникновение осевого компонента передаваемого усилия. Если в конструктивном отношении проектируемый узел машины имеет ограничения в осевом направлении, то осевой компонент усилия может достигать существенной величины из-за необходимости обеспечить достаточную величину коэффициента осевого перекрытия за счёт увеличения угла наклона зуба. Это является объективным недостатком передач Новикова, т.к. создаёт неблагоприятные условия для нормальной работы опор, заставляя увеличивать их габарит и массу, что не всегда представляется возможным.

Примером указанных узлов являются, в частности, бортовые передачи семейства тракторов, где используются исключительно прямозубые эвольвентные передачи, выход из строя которых обусловлен недостаточной контактной прочностью, присущей эвольвентным передачам вообще. Установка в этих узлах традиционных косозубых передач Новикова сдерживается конструкцией подшипников, воспринимающих, в основном, только радиальные

нагрузки, а установка передач шевронного типа (например, арочных и т.п.) невозможна, т.к. помимо стеснённого осевого габарита данные узлы допускают только осевую сборку-разборку.

Нами предложена [2] цилиндрическая зубчатая передача с выпукло-вогнутым контактом, синтезированная на основе идей Новикова (следовательно, обладающая высокой контактной прочностью), у которой в то же время резко снижен (вплоть до нуля) осевой компонент усилия в зацеплении. Достигается это тем, что прямая линия зацепления наклонена к полюсной линии на некоторый угол  $\mu$ , а проекция на начальную плоскость действующей линии зубьев исходной (производящей) рейки параллельна полюсной линии. Осевое перекрытие обеспечивается наклоном к полюсной линии проекции на осевую плоскость линии зацепления и действующей линии зуба рейки.

Сказанное иллюстрируется рисунком 1.

Действующая линия  $K_1K_2$  исходной рейки, расположенная на цилиндрической поверхности зуба, наклонена к начальной плоскости на угол  $\theta$ . При перемещении рейки по стрелке  $A$  общая контактная точка поверхности зубьев рейки и сцепляющегося с ней колеса движется по действующим линиям обоих элементов пары и по линии зацепления. При этом, как видно из рисунка 1, величина отрезка контактной нормали к торцовому профилю от точки контакта до полюсной линии  $PP$  плавно изменяется от значения  $l_{k1}$  (в начальной контактной точке  $K_1$ ) до значения  $l_{k2}$  (в конечной контактной точке  $K_2$ ). Отсюда коэффициент  $\varepsilon_\beta$  осевого перекрытия по одной линии зацепления:

$$\varepsilon_\beta = b_w \operatorname{tg} \beta_l / p_t = (l_{k2} - l_{k1}) \cos \alpha_t / p_t, \quad (1)$$

где  $b_w$  – рабочая ширина зубчатого венца;  $\beta_l$  – угол между проекцией линии зацепления на начальную плоскость и полюсной линией;  $\alpha_{kt}$  – торцовый угол профиля зуба рейки в контактной точке;  $p_t$  – торцовый шаг зубьев.

Как легко заметить, углы  $\theta$ ,  $\beta_l$  и  $\alpha_t$  связаны соотношением:

$$\operatorname{tg} \theta = \operatorname{tg} \alpha_{kt} \operatorname{tg} \beta_l, \quad (2)$$

а угол  $\mu$  наклона линии зацепления к полюсной линии равен

$$\mu = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta_l / \cos \alpha_{kt}) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \theta / \sin \alpha_{kt}). \quad (3)$$

Поскольку проекция линии зуба на начальную плоскость параллельна полюсной линии, то такой зуб получается спрямлённым, и в дальнейшем данную передачу будем называть передачей Новикова со спрямлёнными зубьями (сокращённо ПНСЗ).

Пусть торцовое сечение зуба рейки – окружность, с которой свяжем систему координат  $O_u x_u y_u z_u$ . Ось  $O_u x_u$  этой системы направим перпендикулярно начальной плоскости, ось  $O_u y_u$  – параллельно начальной прямой, а ось  $O_u z_u$  – параллельно полюсной линии (рисунок 2).

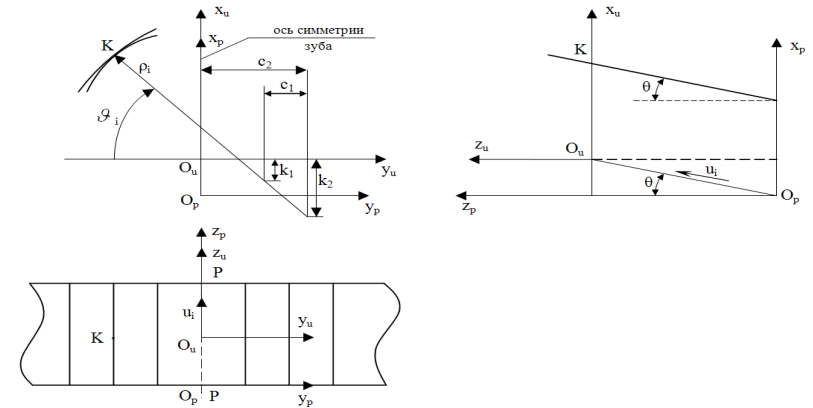


Рисунок 2 – К образованию поверхности зуба рейки

Уравнение окружности в системе  $O_u x_u y_u z_u$  запишется как

$$\begin{cases} x_u = \rho_i \sin \theta_i - k_i; \\ y_u = -(\rho_i \cos \theta_i - c_i); \\ z_u = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь  $\rho_i$  – радиус окружности,  $\theta_i$  – текущий угол профиля, где  $i=1,2$  (нижний индекс "1" относится к шестерне, "2" – к колесу).

Поверхность зуба рейки в системе  $O_p x_p y_p z_p$  образуется при поступательном движении системы  $O_u x_u y_u z_u$  вместе с окружностью в направлении  $U_i$  под углом  $\theta$  к начальной плоскости. Уравнение поверхности зуба рейки:

$$\begin{cases} x_p = \rho_i \sin \theta_i - k_i + U_i \sin \theta; \\ y_p = -(\rho_i \cos \theta_i - c_i); \\ z_p = U_i \cos \theta. \end{cases} \quad (5)$$

Очевидно при  $\mathcal{G}_1 = \mathcal{G}_2 = \alpha_{kt}$  уравнение (5) опишет прямую линию касания двух сопряжённых реек.

В точках касания двух неконгруэнтных производящих поверхностей 1 и 2 имеем равенство радиусов-векторов (6) и ортов нормалей (7):

$$\vec{r}_p^{(1)} = \vec{r}_p^{(2)}, \quad (6) \quad \vec{e}_p^{(1)} = \vec{e}_p^{(2)}. \quad (7)$$

Имея в виду, что

$$\vec{e}_p^{(i)} = t \left( \frac{\partial \vec{r}_p^{(i)}}{\partial \mathcal{G}_i} \times \frac{\partial \vec{r}_p^{(i)}}{\partial U_i} \right), \quad (8)$$

где  $t$  – нормирующий множитель, получим после преобразований следующие проекции орта нормали:

$$\begin{cases} e_{px}^{(i)} = \sin \mathcal{G}_i \cos \theta; \\ e_{py}^{(i)} = -\cos \mathcal{G}_i \cos \theta; \\ e_{pz}^{(i)} = -\sin \mathcal{G}_i \sin \theta. \end{cases} \quad (9)$$

Осевой компонент  $n$  усилия в точках контакта, под которым будем понимать отношение осевого усилия  $F_x$  к окружному  $F_t$ , на основании (9) равен

$$n = F_x / F_t = e_{pz} / e_{py} = \operatorname{tg} \alpha_{kt} \operatorname{tg} \theta. \quad (10)$$

Для сравнения напомним, что в традиционных косозубых передачах Новикова, имеющих угол наклона  $\beta$ , имеем

$$n = \operatorname{tg} \beta \quad \text{и} \quad \varepsilon_\beta = b_w \operatorname{tg} \beta / p_t. \quad (11)$$

Сопоставляя при одинаковых  $b_w, \varepsilon_\beta$  формулы (11) и (10) с учётом (2), получаем, что осевой компонент усилия в ПНСЗ в  $\operatorname{ctg} \alpha_{kt}^2$  раз ниже, чем в традиционной передаче Новикова. Так, к примеру, при  $\alpha_{kt} = (20...30)^\circ$  имеем снижение в (7,5...3) раза, а при  $\beta = 17^\circ$  осевой компонент  $n = 0,04...0,1$ . Заметим при этом, что направление усилия  $F_x$  при реверсировании ПНСЗ не меняется, что на практике часто оказывается весьма ценным.

Из приведенных формул также следует, что при одинаковых  $F_x$  и  $\varepsilon_\beta$  ПНСЗ имеет осевой габарит также в  $\operatorname{ctg} \alpha_{kt}^2$  меньше, чем традиционная передача Новикова.

Интересно отметить, что в тех случаях, когда ПНСЗ должна работать как нереверсивная, можно добиться на рабочей стороне зубьев полной ликвидации осевого компонента усилия, т.е. обеспечить  $F_x = 0$ , если, как вытекает из (10), проекцию действующей линии рейки на начальную плоскость наклонить к полюсной линии на угол  $\beta$ , равный:

$$\beta = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha_{kt} \operatorname{tg} \theta). \quad (12)$$

Перейдём к выводу уравнений рабочей поверхности зубьев колёс, для чего обратимся к рисунку 3, на котором обозначено:  $r_i$  – радиус начального цилиндра зубчатого колеса;  $\varphi_i$  – угол поворота зубчатого колеса в процессе его зацепления с рейкой или с парным колесом;  $\Pi$  – начальная плоскость;  $Oxyz$  – общая неподвижная система координат;  $O_i x_i y_i z_i$  – подвижная система координат, связанная с вращающимся зубчатым колесом.

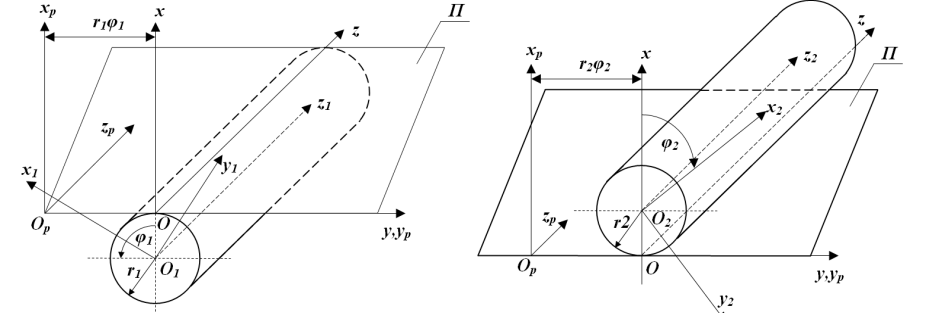


Рисунок 3 – К образованию поверхностей зубьев зубчатых колёс

Для получения уравнений поверхностей зубьев зубчатых колёс необходимо от системы  $O_p x_p y_p z_p$  перейти к системе  $O_i x_i y_i z_i$  через матрицу  $M_{ip}$  перехода [3]

$$M_{ip} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_i & \mp \sin \varphi_i & 0 & \pm r_i (\cos \varphi_i + \varphi_i \sin \varphi_i) \\ \pm \sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 & r_i (\sin \varphi_i - \varphi_i \cos \varphi_i) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Верхний знак относится к первому колесу, нижний – ко второму.

После подстановок и преобразований, исключая параметр  $U_i$ , получаем искомые уравнения поверхностей зубьев в виде:

$$\begin{cases} x_i = r_i (\sin \mathcal{G}_i \cos \varphi_i \pm \cos \mathcal{G}_i \sin \varphi_i) - c_i (\operatorname{tg} \mathcal{G}_i \cos \varphi_i \pm \sin \varphi_i) \pm \\ \quad \pm r_i [\cos \varphi_i (\pm \varphi_i \operatorname{tg} \mathcal{G}_i + 1) + \varphi_i \sin \varphi_i] \\ y_i = \pm r_i (\sin \mathcal{G}_i \sin \varphi_i \mp \cos \mathcal{G}_i \cos \varphi_i) \mp c_i (\operatorname{tg} \mathcal{G}_i \sin \varphi_i \mp \cos \varphi_i) + \\ \quad + r_i [\sin \varphi_i (\pm \varphi_i \operatorname{tg} \mathcal{G}_i + 1) - \varphi_i \cos \varphi_i] \\ z_i = [(r_i \varphi_i - c_i) \operatorname{tg} \mathcal{G}_i + k_i] \operatorname{ctg} \theta. \end{cases} \quad (13)$$

При выводе уравнения (13) использовано уравнение зацепления, устанавливающее связь между параметром обкатки  $\varphi_i$  и криволинейными координатами  $\mathcal{G}_i, U_i$  поверхности зуба:

$$f_i(\mathcal{G}_i, U_i, \varphi_i) = (r_i \varphi_i - c_i) \sin \mathcal{G}_i - (U_i \sin \theta - k_i) \cos \mathcal{G}_i = 0. \quad (14)$$

Уравнение зацепления (14) получено из известного положения о том, что общая нормаль к сопрягающимся поверхностям в точках контакта должна пересекать ось зацепления (полусную линию).

Из третьего уравнения (13) получим:

$$\varphi_i = (z_i \operatorname{tg} \theta - k_i + c_i \operatorname{tg} \vartheta_i) / (r_i \operatorname{tg} \vartheta_i). \quad (15)$$

Придавая различные значения  $z_i$ , будем получать различные сечения зуба зубчатого колеса плоскостями, перпендикулярными оси  $z_i$  в виде:

$$\begin{cases} x_i = x_i(\vartheta_i); \\ y_i = y_i(\vartheta_i). \end{cases} \quad (16)$$

Из (14) следует, что в общем случае, когда параметр  $U_i$  имеет произвольное значение, контактная линия является некоторой пространственной кривой. В случае же, когда  $U_i$  принимает значение, равное  $k_i / \sin \theta$ , получаем  $\varphi_i = c_i / r_i$ , т.е. на основании (5) в качестве линии единовременного контакта на поверхности зуба рейки имеем окружность

$$\begin{cases} x_p = r_i \sin \vartheta_i; \\ y_p = -(r_i \cos \vartheta_i - c_i) \end{cases} \quad (17)$$

радиуса  $r_i$  с центром на начальной линии, лежащую в плоскости, перпендикулярной оси  $z_i$  и отстоящей от торца зубчатого венца на расстоянии  $z_p = k_i \operatorname{ctg} \theta$ .

Окружность радиуса  $r_i$  на поверхности зуба зубчатого колеса получается из (13) и имеет вид:

$$\begin{cases} x_i = r_i \sin(\vartheta_i \pm c_i / r_i) \pm r_i \cos(c_i / r_i); \\ y_i = -r_i \cos(\vartheta_i \pm c_i / r_i) + r_i \sin(c_i / r_i). \end{cases} \quad (18)$$

Координаты центра радиуса окружности (18) будут соответственно  $x_{0i} = \pm r_i \cos(c_i / r_i)$ ,  $y_{0i} = r_i \sin(c_i / r_i)$ .

Действующую прямую линию  $K_1 K_2$  (рисунок 1), по которой движется контактная точка на зубе производящей рейки, получим из (5), положив  $\vartheta_i = \alpha_{kt}$ :

$$\begin{cases} x_p = \rho_i \sin \alpha_{kt} - k_i + U_i \sin \theta; \\ y_p = -(\rho_i \cos \alpha_{kt} - c_i); \\ z_p = U_i \cos \theta. \end{cases} \quad (19)$$

Эта линия наклонена к плоскости  $O_p y_p z_p$  на угол  $\theta$ .

Действующие линии на поверхностях зубьев зубчатых колёс найдутся из (13) при подстановке  $\vartheta_i = \alpha_{kt}$  с учётом имеющего место в точках контакта соотношения  $k_i = c_i \operatorname{tg} \alpha_{kt}$ :

$$\begin{cases} x_i = (r_i - c_i / \cos \alpha_{kt} + r_i \varphi_i / \cos \alpha_{kt}) \sin(\alpha_{kt} \pm \varphi_i) \pm r_i \cos \varphi_i; \\ y_i = (-r_i + c_i / \cos \alpha_{kt} - r_i \varphi_i / \cos \alpha_{kt}) \cos(\alpha_{kt} \pm \varphi_i) + r_i \sin \varphi_i; \\ z_i = r_i \varphi_i \operatorname{tg} \alpha_{kt} \operatorname{ctg} \theta. \end{cases} \quad (20)$$

Это линия с винтовым параметром  $p_i = r_i / (\sin \mu \cos \alpha_{kt})$ , где  $\mu$  – угол наклона линии зацепления к полюсной линии и оси  $O_i z_i$  (3). Как показали исследования, действующие линии (20) лежат на однополостном гиперboloиде, образованном вращением линии зацепления вокруг оси  $O_i z_i$ .

Уравнения линии зацепления получим в общей неподвижной системе координат  $Oxyz$  (рисунок 3). С этой целью достаточно в эту систему переписать уравнения (5), положив при этом  $\vartheta_i = \alpha_{kt}$  и присоединив уравнение зацепления (14). После несложных преобразований и исключения параметра  $U_i$  получим:

$$\begin{cases} x = r_i \sin \alpha_{kt} - k_i + r_i \varphi_i \operatorname{tg} \alpha_{kt}; \\ y = -(r_i \cos \alpha_{kt} - c_i) - r_i \varphi_i; \\ z = r_i \varphi_i \operatorname{tg} \alpha_{kt} \operatorname{ctg} \theta. \end{cases} \quad (21)$$

Из (21) видно, что линия зацепления – прямая, поскольку её координаты зависят от параметра обкатки  $\varphi_i$  в первой степени, т.е. линейно.

Как выше указывалось, линия зацепления (21) наклонена к полюсной линии на угол  $\mu$  (3), а углы её наклона к осям координат в неподвижной системе будут:

$$\begin{cases} \cos \mu_x = \sin \alpha_{kt} \sin \mu; \\ \cos \mu_y = -\cos \alpha_{kt} \sin \mu; \\ \cos \mu_z = \cos \mu. \end{cases} \quad (22)$$

Полагая  $\mu = 0$ , получим линию зацепления традиционных косозубых передач Новикова, параллельную оси  $Oz$ .

Зубонарезание зубчатых колёс рассматриваемой передачи практически не отличается от зубонарезания обычных долбяков и осуществляется на серийных зубофрезерных полуавтоматах с помощью, например, дополнительной гитары настройки, связывающей вертикальное перемещение суппорта с фрезой и горизонтальное перемещение стола с заготовкой. Поверхность впадин нарезаемых зубчатых колёс приобретает при этом слегка коническую форму с углом  $2\theta$  при вершине конуса (рисунок 4). Для создания равномерного радиального зазора поверхность вершин зубьев также выполняется конической с тем же углом при вершине конуса. Благодаря конструкции "встречных конусов" передача допускает осевую регулировку, компенсирующую радиальные технологические погрешности (например, отклонения от номинала межосевого расстояния пары) и тем самым позволяющую стабилизировать высотное положение площадки контакта, что принципиально важно для зацепления Новикова.

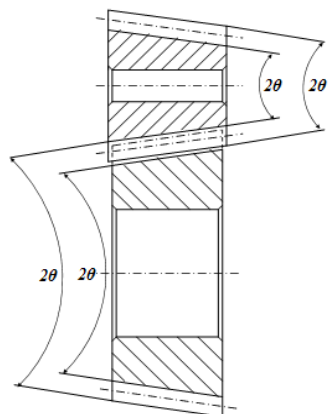


Рисунок 4 – Схематичное изображение цилиндрической зубчатой пары Новикова со спрямленными зубьями

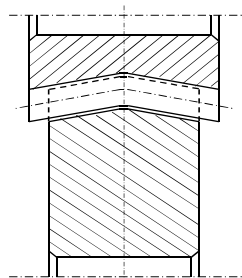


Рисунок 5 – Передача Новикова с "ёлочными" зубьями

Интересной разновидностью передачи со спрямленными зубьями является изображенная на рисунке 5 передача с "ёлочными" зубьями, действующая линия зубьев исходной рейки которой выполнена в виде ломаной прямой. Такая передача имеет увеличенное число контактных точек в одновременном зацеплении и, подобно обычным шевронным, обладает способностью к осевой саморегуляции. Преимуществом ее по сравнению с шевронной является то, что при изготовлении колес не требуется переустановок червячной фрезы, благодаря чему отпадает надобность в канавке, снижаются потери технологического времени зубообработки, сокращается осевой габарит передачи, а зуб получается прочным благодаря цельной (без канавки) форме по длине. Кроме того, отсутствие переустановок фрезы автоматически обеспечивает строгое совпадение плоскостей симметрии зубьев для всех участков зубчатого венца, а это, в свою очередь, приводит к выравниванию распределения нагрузки между участками и более полному использованию общей рабочей длины зубьев.

Таким образом, рассмотренные разновидности ПНСЗ, обладая высокой контактной прочностью на уровне известных передач Новикова, дают определенный эффект при их использовании в механизмах, для которых существуют жесткие ограничения в отношении величины и направления осевых усилий, а также осевого габарита конструкции.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант 10-08-00031.

**Список литературы:** 1. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1958. – 186с. 2. Короткин В.И. Синтез новых разновидностей цилиндрических зубчатых передач с выпукло-вогнутым точечным контактом // Изв. СКНЦВШ. Технические науки. – Ростов н/Д: Изд-во РГУ, 1979. – №4. – С.62-66. 3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1968. – 584с.

Поступила в редколлегию 20.04.12

УДК 621.833

**Б.А. ЛОПАТИН**, д.т.н, проф., зам. директора по научной работе филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте, Россия;

**Е.А. ПОЛУЭКТОВ**, ст. преп. филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте

## ПРИБЛИЖЕННОЕ ПРОФИЛИРОВАНИЕ БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКОЙ ШЕСТЕРНИ ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

При формообразовании рабочей поверхности зубьев шестерни цилиндрической конической передачи внутреннего зацепления возникает технологическая проблема получения теоретически точного профиля зубьев. Это связано с необходимостью изготовления для каждой передачи долбяка с внутренними зубьями с геометрией, идентичной геометрии колеса передачи. В работе описан способ приближенного профилирования зубьев шестерни цилиндрической конической передачи инструментом реечного типа. Предлагаемый способ обеспечивает достаточную для практического применения степень приближения формируемой поверхности к теоретически точной.

Під час формоутворення робочої поверхні зубів шестерні циліндро-конічної передачі внутрішнього зацеплення виникає технологічна проблема отримання теоретично точного профілю зубців. Це пов'язано з необхідністю виготовлення для кожної передачі долбяка з внутрішніми зубцями з геометрією, ідентичною геометрії колеса передачі. В роботі описано засіб приблизного профілювання зубців шестерні циліндро-конічної передачі інструментом рейкового типу. Засіб, що пропонується, забезпечує достатню для практичного застосування ступінь наближення поверхні, що формуються, до теоретично точної.

There is a technological problem for cylindrical-conic toothing to get an exact cog form during gear flanks formation. That's because it's necessary to produce a shaping cutter formed just the same as a cog wheel of this toothing for each gear. In this research new principle of an approximate cog forming for cylindrical-conic toothing by productive rack is investigated. This research is sharp enough for practical use and producing toothing close enough to theoretical one.

Цилиндрической конической передачей (ЦКП) называется передача, у которой одно из колес по форме заготовки коническое, а другое цилиндрическое [1]. Такие передачи могут передавать вращение на пересекающихся, скрещивающихся и параллельных осях. Компонировочные возможности ЦКП позволяют получать оригинальные конструкции зубчатых механизмов, обладающих рядом преимуществ по сравнению с другими зубчатыми механизмами.

Так, в частности, на кафедре "Техническая механика" филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в г. Златоусте разработаны оригинальные конструкции планетарных редукторов с ЦКП внутреннего зацепления. Достоинства конструкции (высокая нагрузочная способность, значительный ресурс работы, возможность выбора люфтов в зацеплениях, широкий диапазон передаточных чисел) предопределили использование данных редукторов в приводах космической техники вместо волновых передач.

Однако широкое применение подобных конструкций ограничено особенностью изготовления конических шестерен передач внутреннего зацепления. Согласно второму способу Оливье, для обеспечения линейного контакта